

## YARI-HERMETİK SOĞUTMA KOMPRESÖRLERİNDE GÖVDE VE KRANK MİLİNİN YAPISAL KONTROLÜ

Hüseyin Lekesiz<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Bursa Teknik Üniversitesi, Bursa

### ABSTRACT

Semi-hermetic compressors are required to be light-weight and durable at the same time because easy installation is the key for these compressors. Still, the pressure may reach 23 bar inside the pistons. In addition, dynamic effects may superimpose on operational loadings due to high speed of operation. In this study, structural analysis for compressor body and crankshaft is conducted to evaluate the severity of static and dynamic effects. Solid models are created and analyzed using Finite Element Method. It is shown that compressor body can bear 46 bar pressure with 1.3 safety factor. Crank shaft needs to bear torsional loading coming from electric motor and bending loading coming from pistons via connecting rods. It is shown that crank shaft is safe even under dynamic conditions and the maximum stress occurs in the radius of shaft connecting to the bearing on oil spreader side. Modal analysis of the crankshaft reveals that any resonance is not anticipated for the operational speeds.

### ÖZET

Kolayca taşınabilir ve monte edilebilir olması için yarı-hermetik soğutma kompresörleri oldukça hafif tasarlanmalıdır. Fakat, pistonlar içindeki basınç 23 bara kadar ulaşmaktadır. Ayrıca yüksek devirden ötürü, dinamik yüklemeler statik yüklere göre daha çok önem kazanabilir ve hafif tasarımdan ötürü titreşimler problem yaratabilir. Bu çalışmada, Bursa’da üretilen bir orta kapasite kompresör ele alınmıştır. Firmadan kompresörün katı modelleri temin edilerek, sonlu elemanlar analizi yürütülmüştür. Kompresör gövdesi dinamik yüklere maruz değildir. Basınçlı kap gibi düşünülerek boş halde 46 bar basınçta dayanmalıdır ve bu gövdenin sızdırmazlığı için önemlidir. Çalışmada gösterilmiştir ki 1.3 güvenlik faktörü ile gövde bu basınçta dayanmaktadır. Krank mili dinamik yüklerde dikkate alınarak analiz edildiğinde, güvenli bulunmuştur ve en yüksek gerilme yağlama tarafındaki fatura diplerinde meydana gelmektedir. Modal analize bakıldığında, çalışma devrinde herhangi bir rezonans öngörülmemektedir.

### GİRİŞ

Soğutma kompresörleri soğutucu akışkanın yoğunlaşma basıncına çıkartılmasını ve akışkanın çevrim içinde dolaşmasını sağlayan makinelerdir. Pistonlu, vidalı, santrifüj gibi türleri vardır. Yarı-hermetik pistonlu kompresörlerde motor ve kompresör aynı gövde içinde yer alır ve arıza durumunda elemanlara müdahale edilebilecek şekilde kolayca sökülürler. Temel çalışma prensibi olarak pistonlu tip kompresörlerde, elektrik motorundan alınan dönel hareket, bir şaft ve biyel kolları vasıtasıyla pistonlarda doğrusal harekete çevirerek soğutucu akışkan pistonlar içinde sıkıştırılır. [1]. Taşınabilir olması için küçük ve kompakt yapılar olarak üretilmesi istenen kompresörlerde hafif tasarım önem kazanmaktadır. Buna paralel olarak,

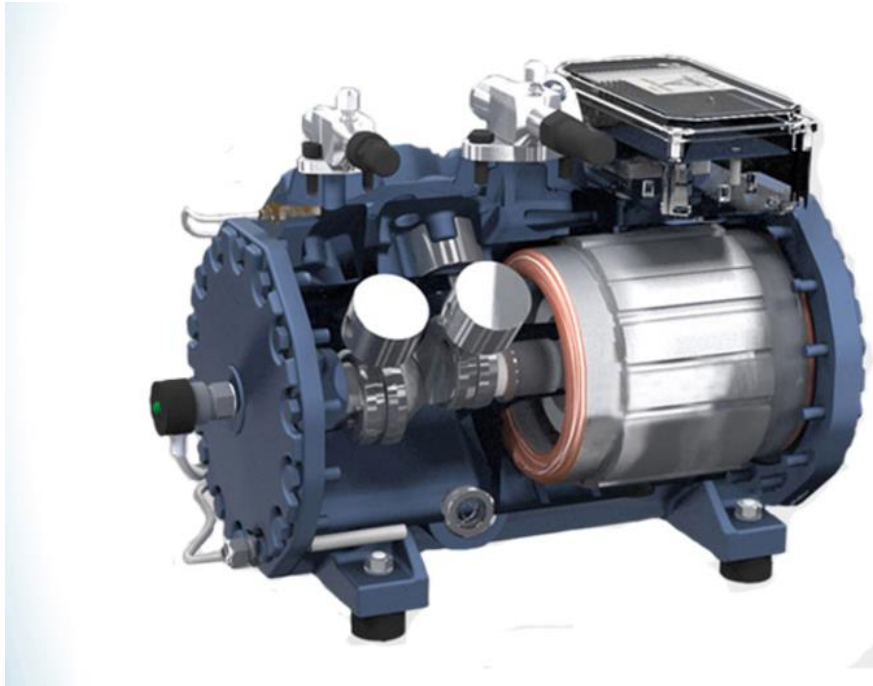
gövde, krank mili, biyel kolu gibi ana elemanlarda hafiflik önemlidir. Ancak aynı zamanda dayanıklı olmaları da arzu edilir. Bu noktada, malzeme seçimi önem kazanmaktadır ancak karmaşık geometrilerin üretim yöntemleri belirli olduğundan her malzeme kullanılamamakta ve hafifliği tasarım ile elde etmek önem kazanmaktadır. Benzer şekilde, tasarımın yapısal kontrolü bu yapılar için kritik hale gelmektedir.

Kompresör gövdesi, krank mili yataklarının oturacağı yuvalar, elektrik motoru boşluğu ve piston silindirlerini içeren kısımdır ve temelde dinamik olarak zorlanmaya maruz değildir. Sızdırmazlık çok önemlidir. O sebeple, basınçlı kap standartlarına göre test edilebilir. Bu standartlara göre içinde herhangi bir parça monte edilmemiş ancak kapakları kapatılmış halde 46 bar basınca patlamadan ve hava sızdırmadan dayanmalıdır.

Krank milleri yoğun yükleme altında dinamik olarak çalışan parçalardır. Pistonlardan gelen dikine yükler ve elektrik motorundan aktarılan tork sebebiyle hem eğilme hem de burulma yüklemesine maruzdur. Yatakların sağlığı açısından, fazla çökme istenmez bu sebeple gerilme kontrolü kadar, yer değiştirme kontrolü de oldukça kritik bir öneme sahiptir.

Literatürde kompresör gövdesinin yapısal analizine ilişkin yazarın bulabildiği bir çalışma bulunmayıp, özel olarak pistonlu tip kompresör krank millerinin analizi ile ilgili yapılan çalışma sayısı kısıtlıdır ([2]-[5]). Ancak diğer tip motorlarda kullanılan benzer yapıdaki krank şaftları oldukça detaylı incelenmiştir ([6]-[10]). Sonlu elemanlar yaklaşımı, krank millerinin yapısal dinamik analizlerinde en çok kullanılan yöntem olup hem statik hem dinamik yaklaşımdan yararlanılmıştır. Yazarın bir başka çalışmasında, dinamik atalet yüklerinin toplam yükün %1.7 sini oluşturduğu için sanki-statik yaklaşımın krank millerinin analizinde oldukça gerçekçi yaklaşım sunduğu gösterilmiştir.

Bu çalışmada, yarı-hermetik bir soğutma kompresörü gövdesi için basınç altında sonlu elemanlar yaklaşımı ile doğrusal statik analiz gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, krank mili için sanki statik yaklaşımla yapısal analizler sonlu elemanlar yaklaşımı ile gerçekleştirilmiştir. Tüm bunlar için Bursa'da üretilen orta kapasiteli yerli bir kompresör örneklenmiş ve gerilme, yer değiştirme ve doğal frekans modları analiz edilmiştir. Genel bir fikir verebilmesi adına kompresörün montaj resminden bir görüntü aşağıda Şekil 1 de sunulmuştur.



Şekil 1 Yarı-hermetik soğutma kompresörü (<http://www.gokcelersogutma.com.tr/>)

## GEREÇLER VE YÖNTEM

### Gövdenin Yapısal Analizi

Gövde karmaşık geometrilili tasarımından ötürü döküm yöntemiyle GGG25 malzemeden üretilmiştir. Sağında ve solunda iki kapak olmak üzere, temel olarak üç parçadan oluşmaktadır. Kapaklar sızdırmazlık contaları kullanılarak cıvatalar yardımıyla gövdeye takılmaktadır. Standartlar gereği, kullanılan kompresör gövdelerinin, içi boş durumda iken, kapakları kapalı vaziyette, en az 46 bar basınca dayanması gerekmektedir. Bu nedenle öncelikle bu duruma ait simulasyon üzerinde çalışıldı. Simülasyonlar, katı modelin kolayca meshlenebilmesinden ötürü Solidworks Professional programında gerçekleştirilmiştir.

Katı model üzerinde analizde zorluklar yaratacağından ötürü bazı karmaşık kısımlar basitleştirilmiştir. Gövdeyle kapaklar arasındaki tüm cıvatalar katı model montajından silinmiştir. Bu bağlantılar daha sonra analizdeki cıvata bağlantı tipi seçilerek tanımlanmıştır. Analize etkisi olmayan çok ince detay kıvrımlar, mesh yapısında zorluk çıkaracağından, kaldırılmıştır. Gövdenin simetrik yapısından dolayı, gövdenin yarısı silinmiş ve analizdeki simetri sınır koşulundan yararlanılmıştır. Böylece daha az eleman sayısı sayesinde daha hızlı netice alınabilmiştir ve daha ince eleman seçerek daha yüksek doğrulukta neticeler elde edilebilmiştir.

Malzeme karakteristiklerini tespit edebilmek için gövde malzemesinden standart çekme numuneleri üretilip, Bursa Teknik Üniversitesi Makine Laboratuvarında çekme deneyi gerçekleştirilmiştir. Malzeme davranışı yaklaşık lineer olup gevrek malzemeler gibi akma göstermeden kopmaktadır. Bu deneyler neticesinde çekme dayanımı yaklaşık 320 MPa olarak bulunmuştur. Akma olmadığından çekme dayanımı temel kontrol parametresi olarak belirlenmiştir. Sınır koşullarına gelince, gelişmiş mesnet tanımlarından simetri sınır koşulu seçilmiştir. Ayrıca gövde kendi ağırlığı etkisi altında olacağından gövdenin ayakları dikey doğrultuda hareket edemeyecek şekilde mesnetlenmiştir. Ayaklardan birinin bir ucu tamamen ankastre mesnetlenmiştir. Aksi takdirde, rijit öteleme sorunundan dolayı, çözüm yakınsamamaktadır. Gövdenin içinde kalan tüm yüzeylere yaklaşık 46 Bar (667 Psi) basınç uygulanmıştır.

Mesh yapısı olarak tetragonal doğrusal mesh yapısı kullanılmış ve geometrinin keskin geçişlerinin olduğu yerlerde yoğun mesh atacak şekilde eğrilik tabanlı mesh algoritması seçilmiştir. Toplamda yaklaşık 1.206.300 eleman ve 1.785.000 düğüm noktalı bir mesh tanımlanmıştır.

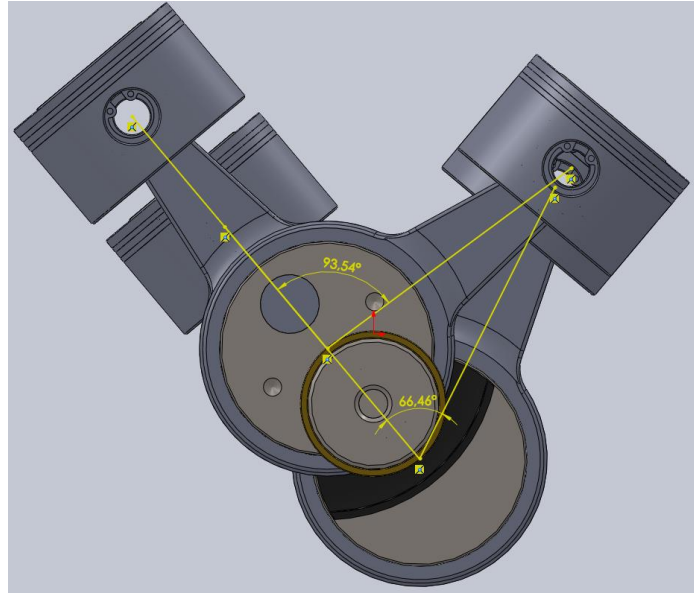
### Krank Milinin Sanki-Statik Yaklaşımla Yapısal Analizi

Ele aldığımız kompresör orta kapasiteli olup dört pistonludur ve pistonlar V şeklinde yerleştirilmiştir. Krank mili hem pistonlardan biyel kolları vasıtasıyla gelen dikine yüklerden dolayı eğilme yüklemesine maruzdur. Ayrıca elektrik motorundan nakledilen tork sebebiyle burulma yüklemesine maruzdur. Normalde milin bir ucu dışarıda olup önünde bir engel olmadığından dolayı burulma yükü sadece ilk çalışma anında etki etmektedir. Ancak en kritik durumu incelemek adına burada burulma yükü de tatbik edilmektedir.

Analizlerde doğrusal elastik malzeme davranışı kabul edilmiştir ve GGG70 malzemesi için Young modülü,  $E=176$  GPa ve Poisson Oranı  $\nu=0.275$  olarak belirlenmiştir. Çeki mukavemeti 700 MPa'dır. Sınır koşulları olarak, motora yakın olan yatakta, kendi eksenini etrafında dönme serbest, radyal ve eksenel doğrultularda hareketler kısıtlı olarak tanımlanmıştır. Diğer yatakta ise kendi eksenini etrafında dönme, radyal ve eksenel ötelemeler,

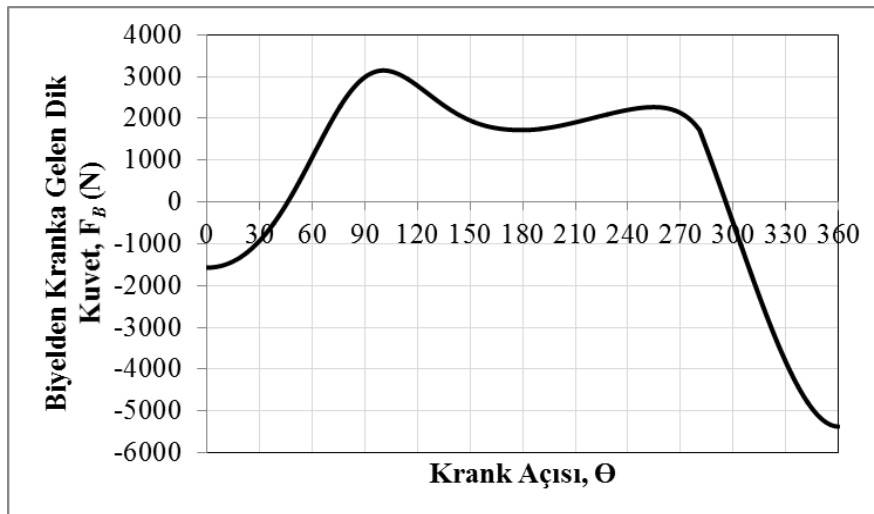
yani tüm hareketler kısıtlanmıştır. Bu sayede elektrik motorundan uygulanan torkun burulma etkisi de hesaba katılmıştır.

Ele alınan kompresör için, kranka gelen maksimum yük Şekil 3'te gösterilen açısal durumda meydana gelmektedir. Bu açılar sırasıyla  $360^\circ$ ,  $93^\circ$ ,  $180^\circ$  ve  $246^\circ$ 'dir. Bu konumda pistonlardan  $360$  derecede olan maksimum basınç noktasındadır. Bu pistonun karşısındaki diğer pistonda basınç durumundadır ancak değeri maksimum değildir. Buna karşın kalan iki piston emme konumundadır.



Şekil 3 Pistonlardan biri maksimum basınçta iken diğer pistonların konum açıları

Bu açılara göre krank miline biyelden gelen dikine yüklerin krank dönme açısına göre nasıl değiştiği bir diğer çalışmada detaylı bir şekilde ele alınmıştır ancak bu çalışmada sonucu Şekil 4'te verilmiştir.

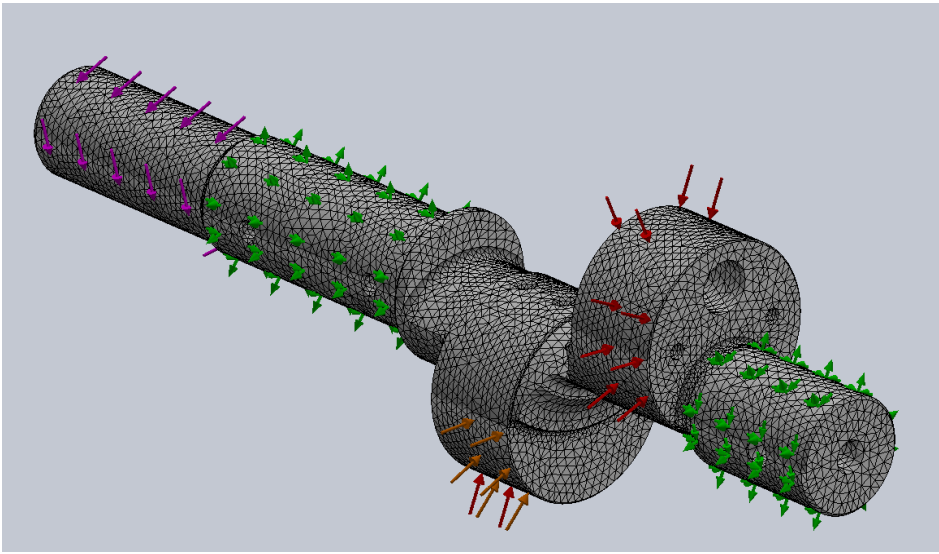


Şekil 4 Krank açısına göre kranka etki eden dik kuvvet

Şekil 4'te görüldüğü gibi, maksimum kuvvet krankın 360 derece dönüşünde ortaya çıkmaktadır ve 5373 N değerine ulaşmaktadır. Bu değer, aynı zamanda pistonun tam dik olarak kranka basınç uyguladığı noktadır. Buna karşı gelen diğer pistonda da baskı kuvveti 3063 N'dur. Emme yapan silindirlerden gelen kuvvetler ise 1719 N ve 2243 N'dur.

Krank milinde biyel kollarından gelen basınç haricinde bir de elektrik motorunda üretilen tork vardır. Ele alınan kompresör için bu tork 66 Nm'dir.

Mesh yapısını oluşturmak için maksimum 3 mm, minimum 0.1 mm eleman boyutu seçilmiştir. Eğri tabanlı mesh seçeneği seçilerek milin kesit değişimlerinde daha ince bir eleman yapısı oluşturulmuştur. Bu sayede gerilmelerin daha keskin değiştiği yerlerde daha doğru bir çözüm elde edilmiştir. Krank mili için kullanılan sonlu eleman modeli, sınır koşulları ve yüklemelerle birlikte Şekil 5'te gösterilmiştir.



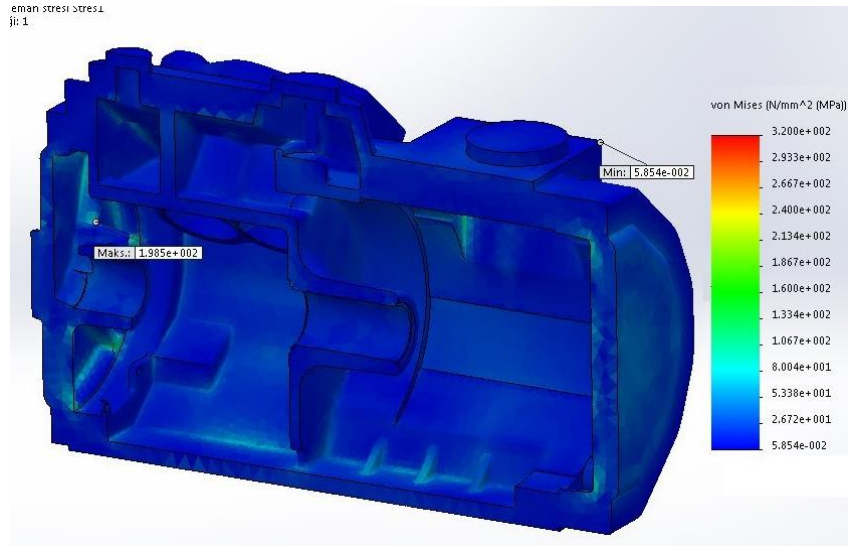
Şekil 5 Krank milinin sonlu elemanlar modeli

## SONUÇLAR

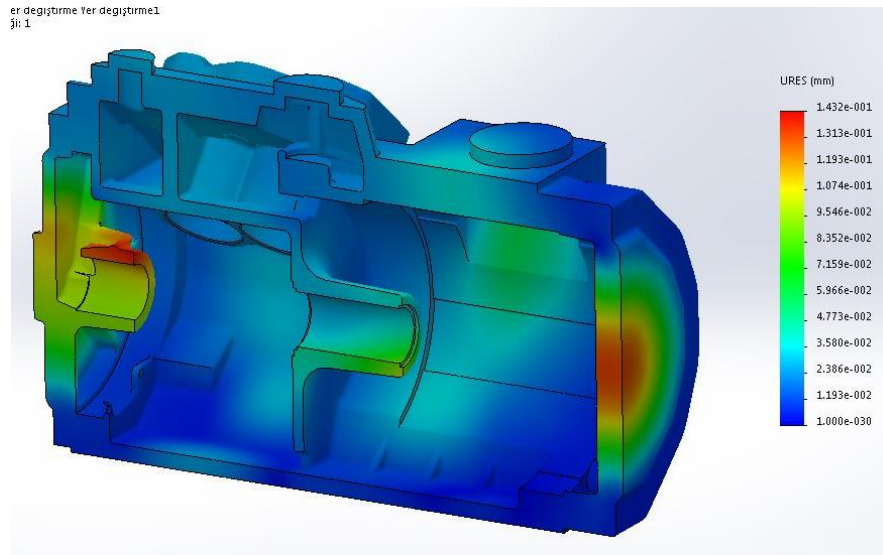
### Gövde Yapısal Analizi Sonuçları

Yukarıda izah edildiği şekilde gerçekleştirilen yapısal analiz neticesinde kompresör gövdesinde ortaya çıkan Von-Mises gerilme dağılımı MPa olarak Şekil 6 (a)'da verilmiştir.

Şekil 6 (a)'da gerilme grafiğinde görüldüğü gibi maksimum gerilme ön kapakta merkeze yakın bölgede krank saftının oturduğu çıkıntıya yakın meydana gelmektedir. Ancak oluşan maksimum gerilme (198.5 MPa) , malzemenin çekme dayanımı olan 320 MPa'nın altındadır.



(a)



(b)

Şekil 6 (a) Kompresör gövdesi von-misses gerilme dağılımı (b) Kompresör gövdesi yer değıştirme dağılımı

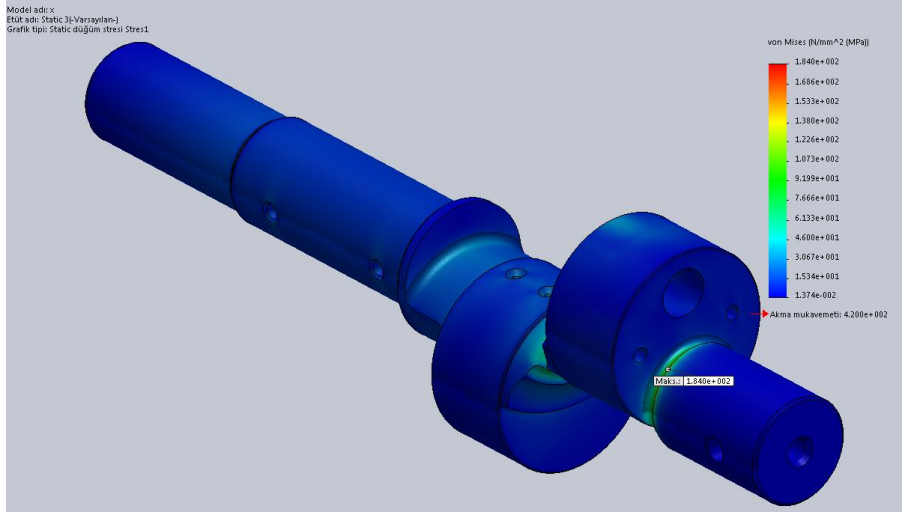
Bu sebeple bu kompresör gövdesinin patlatma testinden başarıyla geçeceği öngörülmektedir. Nitekim, üretici firma bünyesinde yapılan gerçek testlerde gövde hiç bir sıkıntı çıkarmadan 46 bar basınca dayanabilmiştir.

Yer değıştirme dağılımı Şekil 6(b)'de verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, en büyük deformasyonlar kapaklardaki göbek kısımlarında meydana gelmektedir ancak en büyük yerdeğıştirme (yaklaşık 0.14 mm) bile malzemeyi hasara uğratacak bir değer olarak değıerlendirilmemektedir. Bu sonuçlara göre, gövdenin tasarımı ile ilgili olarak kapakların kritik olduğı ve bu sebeple mümkün olduğunca dayanıklı yapılması gerektiğini, bu anlamda diğfer basınçlı kaplara büyük bir benzerlik gösterdiğini çıkarmak mümkündür.

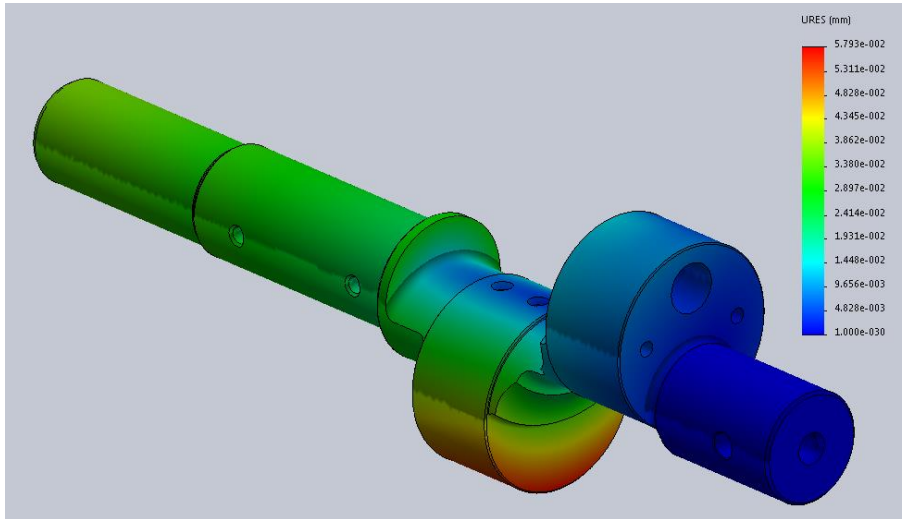
### Krank Mili Yapısal Analiz Sonuçları



İzah edildiği gibi sanki-statik yaklaşımla gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizi neticesinde krank milinde ortaya çıkan gerilme ve yer değiştirmeler Şekil 7 (a) ve (b)'de gösterildiği gibidir.



(a)



(b)

Şekil 7 (a) Krank Mili Von-Misses gerilme dağılımı (b) Krank mili yerdeğiştirmeye dağılımı

Şekil 7 (a)'da görüldüğü gibi en yüksek Von-Misses gerilme değeri 183 MPa olup, en yüksek basınca maruz biyel kolunun krank miline bağlandığı kısmın yataklama kısmına geçiş bölgesindeki radyüs'te meydana gelmektedir. En fazla yer değiştirme ise krank milinin emme yapan pistonların biyel kollarının bağlı olduğu kısımda oluşmaktadır ve 0.057 mm civarında yer değiştirmektedir. Görüldüğü gibi, gerilme değerleri ve yer değiştirme değerleri, krank milini hasara uğratacak ya da çalışmasını engelleyecek boyutlara ulaşmamaktadır. Ancak, yorulma problemine karşı dikkatli olunmalıdır. Çünkü yüksek devirlerde çalışan bir makine olarak, milin kesit değişimi olan yerlerde, hem maksimum gerilmeler oluşmakta hem de bu değerler tam değişken olarak etki etmektedir. Ayrıca titreşim problemlerinin önlenmesi için kütle dengesinin dönem merkezinde kalması önemlidir. Bu bağlamda yapılan tasarım dengelidir. Ancak milin imalatında karşılaşılabilecek düzensizlikler dengenin tam sağlanmasını engelleyebilir.

Modal analiz neticesinde ortaya çıkan ilk 5 mod frekansları sırasıyla 1680.7 Hz, 3585.5 Hz, 4996.2 Hz, 5304.6 Hz ve 7749.9 Hz olarak tespit edilmiştir. Krank milinin sürekli rejimde çalıştığı devir 1450 dev/dak (24.16 Hz) olduğundan herhangi bir rezonans ve titreşim sorunu da öngörülmemiştir.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma, Gökçeler İç ve Dış Ticaret Soğutma Sistemleri A.Ş: tarafından yürütülen ve 7140320 No'lu Tübitak Teydeb desteğiyle gerçekleştirilen “Dört Pistonlu Yarı-Hermetik Soğutma Kompresörü ve Test Düzenineğinin Geliştirilmesi” başlıklı proje kapsamında gerçekleştirilmiştir. Bu sebeple yazar, hem firma yetkilileri ve çalışanlarına, hem proje koordinatörlüğünü üstlenen Prof. Dr. Yusuf Ali Kara'ya, hem de Tübitak'a müteşekkirdir.

## KAYNAKLAR

- [1] Handbook, A. S. H. R. A. E. HVAC systems and equipment. *American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA*, 1996.
- [2] Yu, B., Yu, X., ve Feng, Q., Simple modeling and modal analysis of reciprocating compressor crankshaft system. *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, Indiana, USA (2010), Paper 1982.
- [3] Becerra, J. A., Jimenez, F. J., Torres, M., Sanchez, D. T., ve Carvajal, E., Failure analysis of reciprocating compressor crankshafts. *Engineering Failure Analysis*, 18(2), (2011). 735-746.
- [4] Kurka, P. R. G., Izuka, J. H., & Paulino, K. L. G., Dynamic loads of reciprocating compressors with flexible bearings. *Mechanism and Machine Theory*, 52, (2012)130-143.
- [5] Yu, B. Y., Feng, Q. K., ve Yu, X. L., Dynamic simulation and stress analysis for reciprocating compressor crankshaft. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 227(4), (2013)845-851.
- [6] Ranjbarkohan, M., Rasekh, M., Hoseini, A. H., Kheiralipour, K., & Asadi, M. R., Kinematics and kinetic analysis of the slider-crank mechanism in otto linear four cylinder Z24 engine. *Journal of mechanical engineering research*, 3(3), (2011) 85-95.
- [7] Espadafor, F. J., Villanueva, J. B., ve García, M. T., Analysis of a diesel generator crankshaft failure. *Engineering Failure Analysis*, 16(7), (2009) 2333-2341.
- [8] Meng, J., Liu, Y., & Liu, R., Finite element analysis of 4-cylinder diesel crankshaft. *International Journal of Image, Graphics and Signal Processing*, 3(5), (2011) 22.
- [9] Montazersadgh, F. H. ve Fatemi, A., *Dynamic load and stress analysis of a crankshaft* (No. 2007-01-0258). SAE Technical Paper (2007)
- [10] Chikalthankar, S. B., Nandedkar, V. M., ve Kaundal, S. K.. Finite element analysis approach for stress analysis of crankshaft under dynamic loading. *International Journal Of Scientific & Engineering Research*, 4(2) (2013).
- [11] Kolhe, M. S. K., Chaudhari, M. A., & Ghare, M. P., Diesel Engine Crankshaft High Cycle Fatigue Life Estimation and Improvement Through FEA. In *International Journal of Engineering Research and Technology* (Vol. 5, No. 01, January-2016). (2016) IJERT.
- [12] Bayrakceken, I. Ucu, S. Tasgetiren, Fracture analysis of a camshaft made from nodular cast iron. *Engineering Failure Analysis*, 13(8), (2006) 1240-1245